

51

Int. Cl. 2:

F 01 L 3

19 BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

DEUTSCHES



PATENTAMT

DE 27 27 006 A 1

11

Offenlegungsschrift 27 27 006

21

Aktenzeichen:

P 27 27 006.0

22

Anmeldetag:

15. 6. 77

43

Offenlegungstag:

21. 12. 78

21

Unionspriorität:

27 27 006 31

54

Bezeichnung:

Tellerventil mit Innenkühlung, insbesondere Auslaßventil für Hubkolbenbrennkraftmaschinen

71

Anmelder:

Klöckner-Humboldt-Deutz AG, 5000 Köln

72

Erfinder:

Keylwert, Johann, Dipl.-Ing., 5060 Bensberg

DE 27 27 006 A 1



5000 Köln 80, den 13. Juni 1977

Unser Zeichen: D 77/37 AG-XP N/Lo

P a t e n t a n s p r ü c h e

1. Tellerventil, insbesondere Auslaßventil für Hubkolbenbrennkraftmaschinen, mit einem zentralen Kühlraum im Bereich des Ventiltellers und einem an diesen anschließenden zylindrischen Kühlraum im Ventilschaft, die zumindest teilweise mit einem Kühlmittel gefüllt sind, wobei der Ventilkörper aus zumindest zwei zusammengeschweißten Teilen besteht, dadurch gekennzeichnet, daß innerhalb des Ventiltellers (3) vom zentralen Kühlraum (5) ausgehend, im wesentlichen radiale, gleichmäßig über den Umfang verteilte Bohrungen (6) vorgesehen sind, die bis unmittelbar in den Bereich des Ventilsitzes reichen.
2. Tellerventil nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Bohrungen (6) kegelförmig angeordnet sind, wobei die Kegelspitze in Richtung auf den Ventilschaft (2) zeigt.
3. Tellerventil nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Teilungsebene des Ventilkörpers (1) durch den zentralen Kühlraum (5) auf der dem Ventilschaft (2) zugewandten Seite der Bohrungen (6) verläuft.
4. Tellerventil nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Teilungsebene im Ventilteller (3), in der Ebene der Bohrungen (6) angeordnet ist und auf der dem Ventilschaft (2) abgewandten Seite des Ventilsitzes mündet.



5. Tellerventil nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Bohrungen (6) als Nuten bzw. Rippen (7) ausgebildet sind, wobei die freien Enden der Rippen (7) und der Rand des Ventiltellers (3) verschweißt sind.
6. Tellerventil nach einem der Ansprüche 4 oder 5, dadurch gekennzeichnet, daß die als Nuten bzw. Rippen (7) ausgebildeten Bohrungen (6) an der Bohrungsspitze einen diese verbindenden Ringkanal (8) aufweisen.
7. Tellerventil nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Bohrungen (6), Nuten bzw. Rippen (7) und der Ringkanal (8) durch mechanische Bearbeitung hergestellt sind.
8. Tellerventil nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Durchmesser der Bohrungen (6) bzw. Nuten etwa der Breite des Ventilsitzes entspricht.
9. Tellerventil nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Innenkontur der Bohrungen (6) bzw. Nuten im Bereich der Spitzen so gestaltet ist, daß örtlich eine Restwandstärke zum Ventilsitz und zum Außenrand des Ventils entsteht, die etwa der halben Breite des Ventilsitzes entspricht.
10. Tellerventil nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß innerhalb des zylindrischen Kühlraumes (4) im Ventilschaft (2) ein bis zum Grund des zentralen Kühlraumes (5) im Ventilteller (3) reichendes Wärmerohr (9) eingesetzt ist.
11. Tellerventil nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Wärmerohr (9) an seinem innerhalb des Ventilschaftes (2) gelagerten Ende durch ein Federelement, z.B. Tellerfeder (10), gegen Axialverschieben gesichert ist.

808851/0398

5000 Köln 80, den 13. Juni 1977

Unser Zeichen: D 77/37 AG-XP N/Lo

- 3 -

Tellerventil mit Innenkühlung, insbesondere
Auslaßventil für Hubkolbenbrennkraftmaschinen

Die Erfindung bezieht sich auf ein Tellerventil, insbesondere Auslaßventil für Hubkolbenbrennkraftmaschinen, mit einem zentralen Kühlraum im Bereich Ventiltellers und einem an diesen anschließenden zylindrischen Kühlraum im Ventilschaft, die zumindest teilweise mit einem Kühlmittel gefüllt sind, wobei der Ventilkörper aus zumindest zwei zusammengeschweißten Teilen besteht.

Die Hubraumausnutzung moderner Brennkraftmaschinen ist in den letzten Jahren soweit gesteigert wurde, daß die dabei entstehenden thermischen Belastungen der den Arbeitsraum bildenden Bauteile außerordentlich hohe Werte erreicht haben. Von den betroffenen Bauteilen ist das Auslaßventil eines der gefährdetsten. Durch die Entwicklung hochwarmfester Werkstoffe wurden große Fortschritte hinsichtlich der Haltbarkeit erzielt, die jedoch mit dem Nachteil verbunden sind, daß diese Legierungen schlechte Wärmeleitfähigkeit haben. Dadurch wird die Wärmeabfuhr über den Sitz und über den Ventilschaft erheblich verschlechtert.

Es ist allgemein bekannt, Auslaßventile mit einer Innenkühlung zu versehen, bei der entweder mittels Durchfluß von Kühlmittel oder durch eine Natrium-Salzfüllung die Temperatur gesenkt wird. Die Temperaturabsenkung tritt jedoch wegen der schlechten Wärmeleitfähigkeit nur im engen Bereich der inneren Kühlfläche, also im wesentlichen in der Ventilmitte ein.

809861/0398

- 4 -

Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es, diese Nachteile zu beheben und Maßnahmen vorzusehen, durch die die Kühlung insbesondere der Sitzpartie wesentlich verbessert wird, ohne daß die Festigkeit des Ventils in diesem Bereich dadurch nennenswert herabgesetzt wird. Gelöst wird die Aufgabe der Erfindung dadurch, daß innerhalb des Ventiltellers vom zentralen Kühlraum ausgehend, im wesentlichen radiale, gleichmäßig auf den Umfang verteilte Bohrungen vorgesehen sind, die bis unmittelbar in den Bereich des Ventilsitzes reichen. Dabei sind die Bohrungen vorzugsweise kegelförmig angeordnet, wobei die Kegelspitze in Richtung auf den Ventilschaft zeigt. Die Teilungsebene des Ventilkörpers kann entweder durch den zentralen Kühlraum auf der dem Ventilschaft zugewandten Seite der Bohrungen verlaufen oder auch im Ventilteller, in der Ebene der Bohrungen angeordnet sein, wobei die Ebene auf der dem Ventilschaft abgewandten Seite des Ventilsitzes mündet. Verläuft die Teilungsebene durch den Ventilteller, so können die Bohrungen auf dem einen Teil des Ventilkörpers angeordnet und als Nuten ausgebildet sein, wobei es dadurch möglich wird, daß an den Bohrungsspitzen ein die Bohrungen verbindender Ringkanal vorgesehen ist. Sind die Bohrungen als Nuten ausgebildet, so können die Rippen zwischen den Nuten mit dem benachbarten Teil des Ventilkörpers beispielsweise durch Reibschweißen verbunden sein. Durch diese Ausgestaltung der erfindungsgemäßen Bohrungen wird insgesamt eine erhebliche Verbesserung der Kühlung des Ventiltellers insbesondere auch des Ventilsitzes, der je nach verwendetem Kraftstoff durch Heißkorrosion gefährdet ist, erreicht. Durch die zusätzlichen Wärmeaustauschflächen wird der in der Außenrandzone des Ventiltellers eintretende Wärmefluß wirksam daran gehindert, über den Ventilsitz direkt abzufließen, sondern gezwungen, bevorzugt über die Wärmeaustauschflächen in das Kühlmittel einzutreten und mit diesem über den Ventilschaft zu gelangen. Je nach dem, wie hoch die Kühlflüssigkeit dabei aufge-

- 5 -
809851/0396

heizt wird, wird ein Teil dieser Wärme auch über den Ventilsitz abströmen. Die durch die Unterhohlung des Sitzes eintretende Schwächung bei Gasdruckbelastung bleibt dadurch begrenzt, daß die Schwächung nur örtlich erfolgt und die in Umfangrichtung verbleibenden Stege zwischen den Bohrungen unverändert mit dem vollen Widerstandsmoment tragen.

Um eine wirksame Temperatursenkung am Ventilsitz zu erreichen, ist es notwendig, zu verhindern, daß die im Bereich des Sitzes in den Ventilboden und den Tellerrand einfallende Wärme bevorzugt über den Sitz zum Kühlmittel abfließt. Die gewünschte Abschirmung des Ventilsitzes gegen diesen Wärmefluß und die Führung des Wärmeflusses vom Ventil zum Ventilschaft kann nur dann optimal erreicht werden, wenn die Wärmeaustauschflächen nahe genug an die abzuschirmende Ventilsitzfläche herangeführt werden. Zu diesem Zweck wird vorgeschlagen, daß der Durchmesser der Bohrungen bzw. Nuten etwa der Breite des Ventilsitzes entspricht und daß die Innenkontur der Bohrungen bzw. Nuten im Bereich der Spitzen so gestaltet ist, daß örtlich eine Restwandstärke zum Ventilsitz und zum Außenrand des Ventils entsteht, die etwa der halben Breite des Ventilsitzes entspricht.

Eine weitere Verbesserung des Wärmeflusses vom zentralen Kühlraum in den Ventilschaft kann dadurch erzielt werden, daß innerhalb des zylindrischen Kühlraumes im Ventilschaft ein bis zum Grund des zentralen Kühlraumes im Ventilteller reichendes Wärmerohr eingesetzt ist. Das an sich bekannte Wärmerohr weist in seinem Innern einen Hohlraum auf, der teilweise mit einer Flüssigkeit gefüllt ist, die an der heißen Stelle verdampft, innerhalb des Wärmerohres zur kühlen Stelle steigt und dort wieder kondensiert. Dies kann mit und ohne Unterstützung durch eine Kapillarstruktur erfolgen. Das Wärmerohr als solches weist dadurch eine auch gegenüber Kupfer wesentlich gesteigerte Wär-

809857/0398



meleitfähigkeit auf. Zur Befestigung des Wärmerohres im Ventilschaft wird vorgeschlagen, daß das Wärmerohr an seinem innerhalb des Ventilschaftes gelagerten Ende durch ein Federelement, z.B. Tellerfeder, gegen Axialverschieben gesichert ist.

Zur weiteren Erläuterung wird auf die Zeichnung verwiesen, in der drei Ausführungsbeispiele der Erfindung vereinfacht dargestellt sind. Es zeigen:

Fig. 1 einen Längsschnitt durch ein erfindungsgemäßes Teller-ventil mit über den Umfang verteilten Bohrungen,

Fig. 2 einen Teilschnitt gemäß Figur 1 in vergrößertem Maßstab,

Fig. 3 einen Teilschnitt durch den Ventilteller gemäß der Linie III in Figur 2,

Fig. 4 einen Teilschnitt gemäß Figur 2 durch einen Ventilteller, wobei die Teilungsebene durch den Ventilteller verläuft,

Fig. 5 einen Teilschnitt entsprechend Figur 4 in modifizierter Form und

Fig. 6 einen Längsschnitt durch ein Tellerventil gemäß der Erfindung, bei dem ein Wärmerohr eingebaut ist und die Wände eines Gaswechselkanals sichtbar sind.

In den Fig. 1 bis 6 ist, soweit im einzelnen dargestellt, mit 1 ein Ventilkörper bezeichnet, der aus zwei Teilen, nämlich einem Ventilschaft 2 und einem Ventilteller 3 besteht, wobei

entsprechend der Lage der Teilungsebene der Ventilschaft 2 und der Ventilteller 3 in den einzelnen Figuren unterschiedliche Formen und Größen haben. Der Ventilschaft 2 weist einen zylindrischen Kühlraum 4 auf, an den sich ein zentraler Kühlraum 5 anschließt, der im Ventilteller 3 und/oder im Ventilschaft 2 angeordnet ist.

In den Fig. 1 bis 3 sind weiterhin mit 6 Bohrungen bezeichnet, die gleichmäßig auf den Umfang verteilt angeordnet sind. Die Bohrungen 6 sind kegelig angeordnet, wobei die Kegelspitze in Richtung auf den Ventilschaft 2 zeigt. Der Durchmesser der Bohrungen und die Ausbildung der Bohrungsspitzen ist so ausgeführt, daß eine optimale Kühlung des Ventilsitzes und eine optimale Restwandstärke erreicht wird. Eine besondere Bedeutung hat die kegelförmige Anordnung der Bohrungen insbesondere deshalb, weil durch diese Anordnung und die oszillierende Bewegung des Ventils eine Zwangsbewegung des Kühlmittels entlang der Bohrungen erfolgt, die eine bessere Wärmeübertragung gewährleistet. Die Teilungsebene liegt auf der dem Ventilschaft 2 zugewandten Seite der Bohrungen 6 und zwar so, daß die Bohrungen durch mechanische Bearbeitung hergestellt werden können. Erst dadurch ist es möglich, die genaue Anordnung in Verbindung mit der gewünschten Wandstärke zu erreichen.

In den Fig. 4 und 5 ist die Teilungsebene in den Bereich des Ventiltellers gelegt, so daß die Bohrungen in einem oder beiden Bauteilen als offene Nuten mit Rippen hergestellt werden können. Die mit 7 bezeichneten Rippen sind gemäß den Fig. 4 und 5 einstückig mit dem Ventilschaft 2 hergestellt und je nach der gewünschten Größe des zentralen Kühlraumes 5 an einer mehr oder weniger großen Fläche mit dem Rest des Ventiltellers verschweißt. Dadurch ist es möglich, zwischen der ge-

wünschten Kühlung und der geforderten Festigkeit des Ventils zu variieren, in dem die Rippen dem dünnen Rest des Ventiltellers angepaßt werden können. Durch die Lage der Teilungsebene im Ventilteller 3 ist es weiterhin möglich, im Bereich der Bohrungsspitzen bzw. der Nutspitzen ein mit 8 bezeichneter Ringkanal vorzusehen, der je nach Länge der Rippen 7 größer oder kleiner im Querschnitt ist. Auch bei dieser Ausführungsform ist wesentlich, daß die Nuten bzw. Rippen 7 und der Ringkanal 8 mechanisch und daher genau hergestellt werden können.

In den Ventilkörper 1 gemäß Fig. 6 ist in den zylindrischen 4 und zentralen Kühlraum 5 ein mit 9 bezeichnetes Wärmerohr eingesetzt, das in einer Einsenkung des Ventiltellers gehalten ist und am gegenüberliegenden Ende durch eine Tellerfeder 10 in Axialrichtung gesichert ist. Der Ventilteller 3 hat in diesem Ausführungsbeispiel keine radialen Bohrungen eingezeichnet. Die zentrale Ausnehmung ist teilweise mit Natrium-Salz gefüllt. Durch die sehr gute Wärmeleitfähigkeit des Wärmerohres 9 kann die Wärmeabführung über den Ventilschaft 2 verbessert werden.

009851/0396

Nummer:

27 27 006

Int. Cl.2:

F 01 L 3/14

Anmeldetag:

15. Juni 1977

Offenlegungstag:

21. Dezember 1978

2727006

FIG. 1

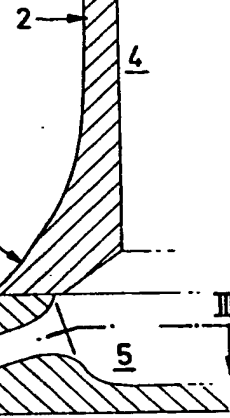
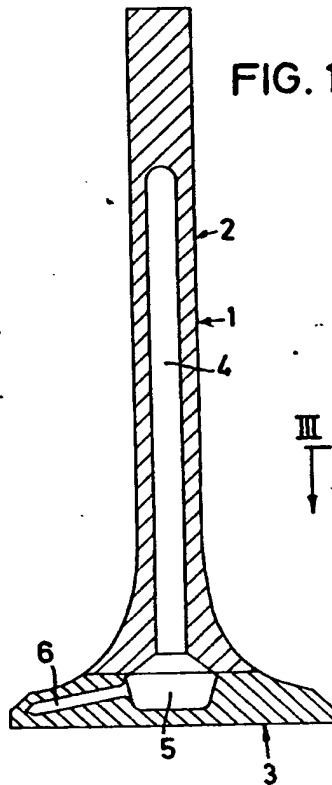
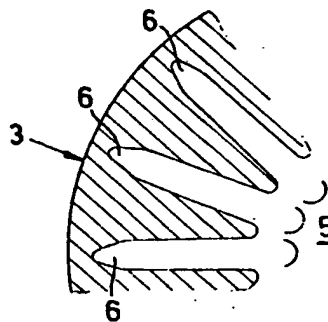


FIG. 2

FIG. 3



809851/0398

FIG. 4

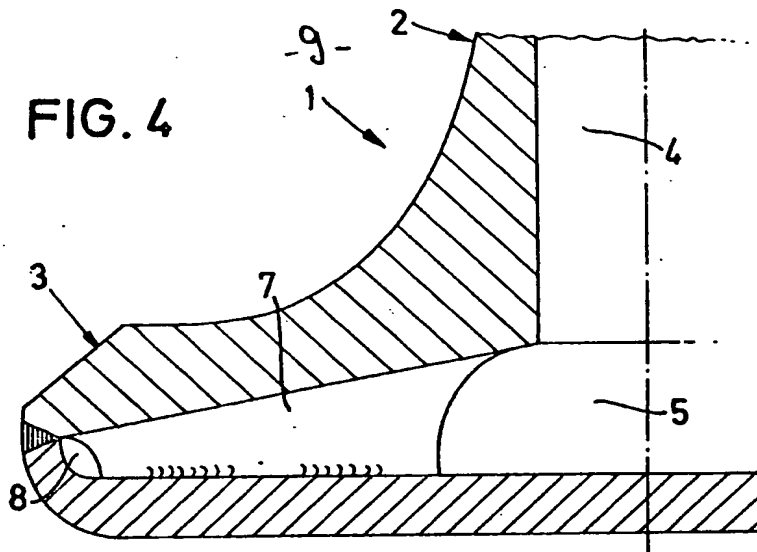
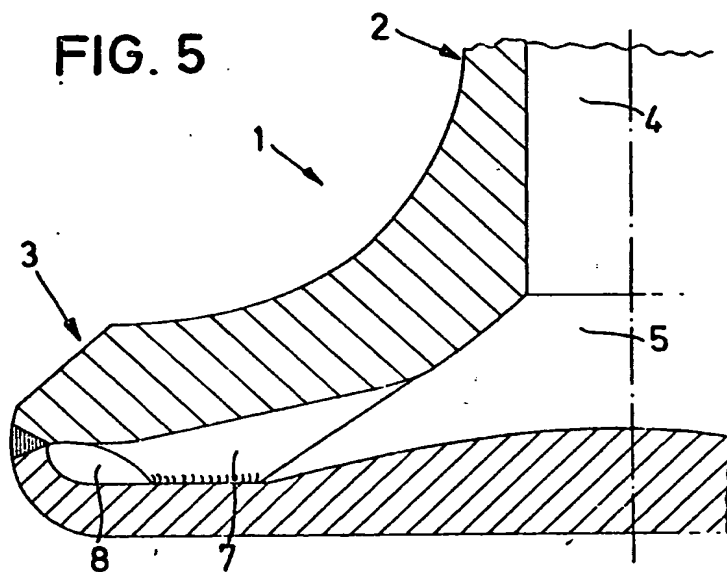


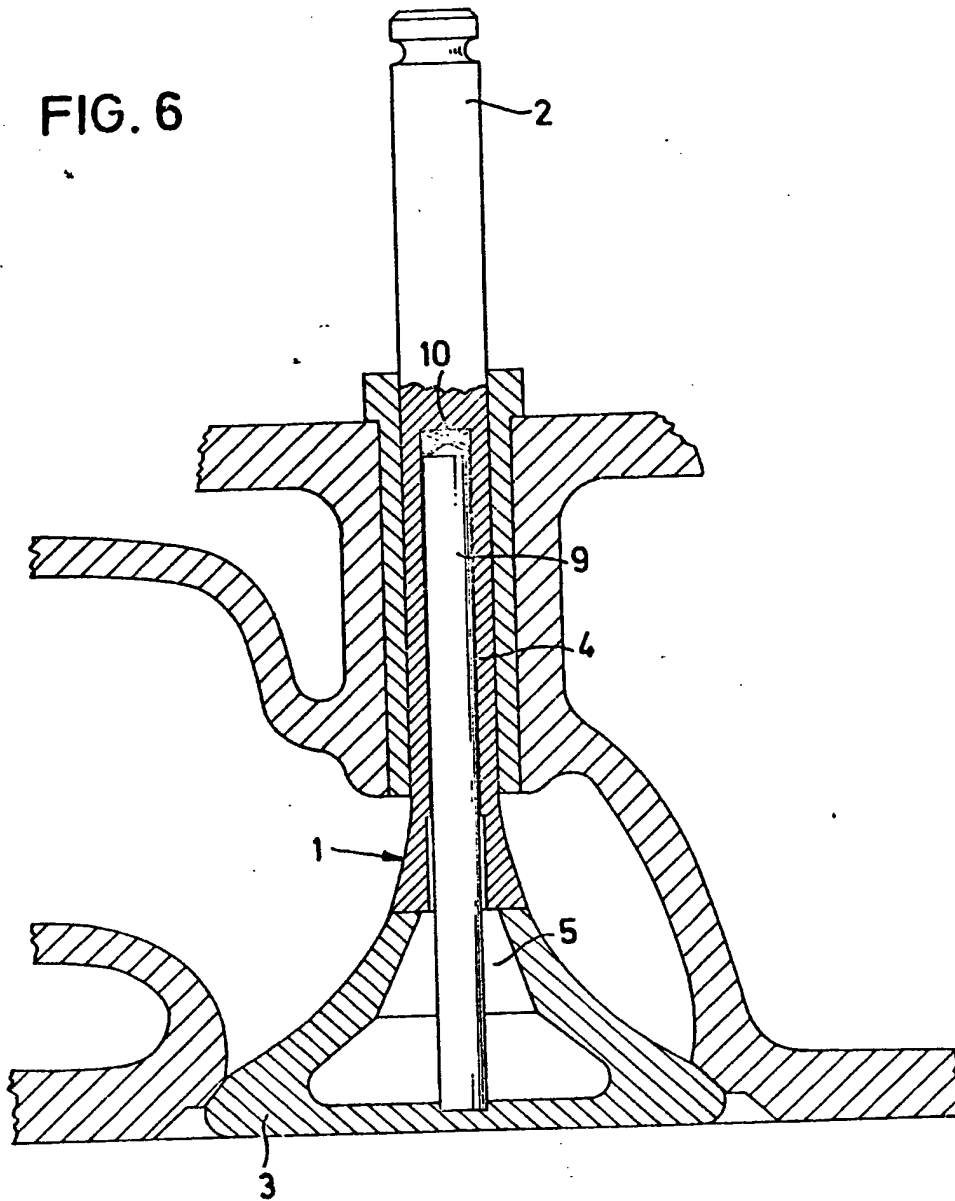
FIG. 5



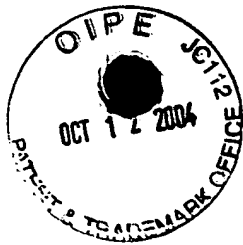
809851/0396

- 10 -

FIG. 6



809851/0396



[710.1006]

German Laid Open Print:

reference no.:

filed on:

laid open on:

Offenlegungsschrift 27 27 006

P 27 27 006.0

6/15/77

12/21/78

**POPPET VALVE HAVING INTERNAL COOLING, IN PARTICULAR
EXHAUST VALVE FOR INTERNAL-COMBUSTION PISTON ENGINES**

WHAT IS CLAIMED IS:

1. A poppet valve, in particular an exhaust valve for internal-combustion piston engines, having a central cooling chamber in the area of the valve disk and, contiguously thereto, a cylindrical cooling chamber in the valve stem, which are at least partially filled with a cooling agent, the valve body being composed of at least two welded-together parts, wherein, inside the valve disk (3), substantially radial bores (6) are provided which emanate from the central cooling chamber (5), are evenly uniformly distributed over the periphery, and extend directly into the region of the valve seat.
2. The poppet valve as recited in claim 1, wherein the bores (6) are arranged in a conical form, the apex of the cone pointing toward the valve stem (2).
3. A poppet valve as recited in one of the preceding claims, wherein the mold joint of the valve body (1) runs through the central cooling chamber (5) on the side of the bores (6) facing the valve stem (2).
4. The poppet valve as recited in one of the preceding claims, wherein the mold joint in the valve disk (3) is situated in the plane of the bores (6) and ends on the side of the valve seat facing away from the valve stem (2).
5. The poppet valve as recited in claim 4, wherein the bores (6) are designed as grooves or ribs (7), the unattached ends of the ribs (7)

THIS PAGE BLANK (USDT)

and the rim of the valve disk (3) being welded.

6. The poppet valve as recited in either claim 4 or 5, wherein, at their tips, the bores (6) designed as grooves or ribs (7) have an annular channel (8) which connects them.

7. The poppet valve as recited in one of the preceding claims, wherein the bores (6), grooves and/or ribs (7), and the annular channel (8) are manufactured by mechanical machining.

8. The poppet valve as recited in one of the preceding claims, wherein the diameter of the bores (6) or of the grooves corresponds approximately to the width of the valve seat.

9. The poppet valve as recited in one of the preceding claims, wherein the inside contour of the bores (6) or of the grooves in the area of the tips is shaped in such a way that a residual wall thickness is formed locally with respect to the valve seat and to the outer rim of the valve that corresponds approximately to half of the width of the valve seat.

10. The poppet valve as recited in one of the preceding claims, wherein a heat exchanger tube (9) is inserted inside the cylindrical cooling chamber (4) in the valve stem (2) and extends to the bottom of the central cooling chamber (5) in the valve disk (3).

11. The poppet valve as recited in one of the preceding claims, wherein, at its end that is supported within the valve stem (2), the heat exchanger tube (9) is secured by a spring element, for example a disk spring (10), so as to be locked against axial displacement.

THIS PAGE BLANK (USPTO)

POPPET VALVE HAVING INTERNAL COOLING, IN PARTICULAR EXHAUST VALVE FOR INTERNAL-COMBUSTION PISTON ENGINES

The present invention relates to a poppet valve, in particular an exhaust valve for internal-combustion piston engines, having a central cooling chamber in the area of the valve disk and, contiguously thereto, a cylindrical cooling chamber in the valve stem, which are at least partially filled with a cooling agent, the valve body being composed of at least two welded-together parts.

The volumetric displacement of modern internal combustion engines has increased in recent years to the point where the resultant thermal loading of the components which make up the working chamber has reached exceptionally high values. Of the affected components, the exhaust valve is one of the most endangered. The development of high-temperature resistant materials has led to significant progress with regard to durability. However, this entails the disadvantage that these alloys have poor thermal conductivity. The result is that the dissipation of heat through the seat and the valve stem is adversely affected to a significant degree.

It is generally known to provide exhaust valves with an internal cooling, the temperature being lowered either by a cooling agent that flows through or by a sodium salt filling. However, because of the poor thermal conductivity, the temperature is lowered only in the narrow region of the internal cooling surface, thus substantially in the middle of the valve.

The object of the present invention is to overcome these disadvantages and to provide measures for substantially improving the cooling of the seat portion, in particular, without appreciably degrading the stability of the valve in this region. This objective is achieved by the present invention by providing substantially radial bores inside the valve disk. The radial bores are evenly uniformly distributed over the periphery, emanate from the central cooling chamber, and extend directly into the region of the valve seat. In this context, the bores are preferably arranged in a conical form, the apex of the cone pointing toward the valve stem. The mold joint of the valve body can either run through the central cooling chamber on the side of the bores facing the valve stem or also be situated in the valve disk, in the plane of the

THIS PAGE BLANK (USPTO)

bores, the plane ending on the side of the valve seat facing away from the valve stem. If the mold joint runs through the valve disk, then the bores can be situated on the one part of the valve body and be designed as grooves, thereby enabling an annular channel to be provided at the bore tips to connect the bores. If the bores are designed as grooves, then the ribs between the grooves can be joined to the adjacent part of the valve body, for example by friction welding. Overall, therefore, this embodiment of the bores according to the present invention substantially improves the cooling of the valve disk, in particular of the valve seat as well, which, depending on the fuel used, is endangered by high-temperature corrosion. The additional heat-exchange surfaces effectively prevent the heat flow that penetrates into the outer-edge zone of the valve disk from flowing off directly across the valve seat; instead, it is forced to favor penetrating via the heat-exchange surfaces into the cooling agent and, together with this cooling agent, to flow through the valve stem. Depending on the degree to which the cooling fluid is heated in the process, a portion of this heat will also flow off via the valve seat. The weakening that occurs in response to gas pressure loading, because of the hollowing out of the seat from below, remains limited because it only occurs locally, and there is no change in the [load-]bearing function, with full moment of resistance, still provided by the webs remaining in the circumferential direction between the bores.

To effectively lower the temperature at the valve seat, it is necessary to prevent the heat that is incident to the valve base and the disk rim in the area of the seat, from tending to flow off via the seat to the cooling agent. It is only possible to optimally shield the valve seat against this heat flow in the desired manner and guide the heat flow from the valve to the valve stem by configuring the heat-exchange surfaces in close enough proximity to the valve-seat surface to be shielded. To this end, it is proposed that the diameter of the bores or of the grooves correspond approximately to the width of the valve seat and that the inside contour of the bores or of the grooves in the area of the tips be shaped in such a way that a residual wall thickness is formed locally with respect to the valve seat and to the outer rim of the valve that corresponds approximately to half of the width of the valve seat.

A further improvement in the heat flow from the central cooling chamber into the valve stem can be achieved by inserting a heat exchanger tube inside the cylindrical cooling chamber in the valve stem that extends to the bottom of the central cooling chamber in the valve disk. On the inside, the heat exchanger tube that is known per se has a cavity which is at least partially

THIS PAGE BLANK (USDT)

filled with a fluid that vaporizes in the hot region, rises within the heat exchanger tube to the cool region, and condenses there again. This can be accomplished either with or without the benefit of a capillary structure. Thus, the heat exchanger tube, as such, has a substantially increased thermal conductivity, even in comparison to copper. To anchor the heat exchanger tube in the valve stem, it is proposed for the heat exchanger tube to be secured at its end that is supported within the valve stem, by a spring element, for example a disk spring, to prevent axial displacement.

For further clarification, reference is made to the drawing which shows three exemplary embodiments of the present invention in simplified representations. Specifically shown in:

- Figure 1 is a longitudinal section through a poppet valve according to the present invention, having bores distributed over the periphery;
- Figure 2 is a part sectional view in accordance with Figure 1, on an enlarged scale;
- Figure 3 is a part sectional view through the valve disk along line III in Figure 2;
- Figure 4 is a part sectional view in accordance with Figure 2 through a valve disk, the mold joint running through the valve disk;
- Figure 5 is a part sectional view in accordance with Figure 4 in a modified form; and
- Figure 6 is a longitudinal section through a poppet valve in accordance with the present invention, in which a heat exchanger tube is installed, and the walls of a gas-exchange channel are visible.

In Figures 1 through 6, to the extent shown in detail, 1 denotes a valve body made of two parts, namely a valve stem 2 and a valve disk 3, depending on the location of the mold joint, valve stem 2 and valve disk 3 having different shapes and sizes in the various figures. Valve stem 2 has a cylindrical cooling chamber 4, and, disposed contiguously thereto, is a central cooling chamber 5, situated in valve disk 3 and/or in valve stem 2.

THIS PAGE BLANK (USDT)

In addition, in Figures 1 through 3, 6 denotes bores which are uniformly distributed over the periphery. Bores 6 are arranged in a conical form, the apex of the cone pointing toward valve stem 2. The bores are designed with respect to their diameter and tip formation to achieve an optimal cooling of the valve seat and an optimal residual wall thickness. The conical arrangement of the bores has a special significance, in particular because this arrangement and the oscillating motion of the valve effect a forced movement of the cooling agent along the bores, thereby ensuring an improved heat transfer. The mold joint is situated on the side of bores 6 facing valve stem 2 and, in fact, in a way that allows the bores to be produced in a mechanical machining process. Only in this way is it possible to achieve the precise placement [of the bores] in conjunction with the desired wall thickness.

In Figures 4 and 5, the mold joint is placed in the area of the valve disk, enabling the bores to be produced in one or both components as open grooves having ribs. In accordance with Figures 4 and 5, the ribs denoted by 7 are fabricated in one piece with valve stem 2 and, depending on the desired size of central cooling chamber 5, are welded at a surface of greater or lesser size, to the rest of the valve disk. This makes it possible to vary between the desired cooling and the required stability of the valve, in that the ribs are able to be adapted to the thin remainder of the valve disk. The location of the mold joint in valve disk 3 also makes it possible to provide an annular channel denoted by 8 in the area of the bore tips or of the groove tips, which, depending on the length of ribs 7, has a larger or smaller cross-section. In this specific embodiment as well, it is important that the grooves and/or ribs 7 and annular channel 8 be able to be mechanically and, therefore, precisely manufactured.

In accordance with Figure 6, a heat exchanger tube denoted by 9 is inserted into cylindrical 4 and central cooling chamber 5 in valve body 1. It is retained in a countersunk depression of the valve disk and is axially secured at the opposite end by a disk spring 10. In this exemplary embodiment, no radial bores are sketched in valve disk 3. The central recess is partially filled with sodium salt. The excellent thermal conductivity of heat-exchanger tube 9 permits a more efficient dissipation of heat via valve stem 2.

THIS PAGE BLANK (USPT)

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☐ FADED TEXT OR DRAWING
- ☒ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☒ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.

THIS PAGE BLANK (USPTO)